

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 2001-329849

(43)Date of publication of application : 30.11.2001

(51)Int.Cl.

F02B 37/013

F02B 37/18

F02B 37/12

F02B 39/16

(21)Application number : 2000-155966

(71)Applicant : ISUZU MOTORS LTD

(22)Date of filing : 23.05.2000

(72)Inventor : YANAGISAWA NAOKI

KURIHARA KOICHI

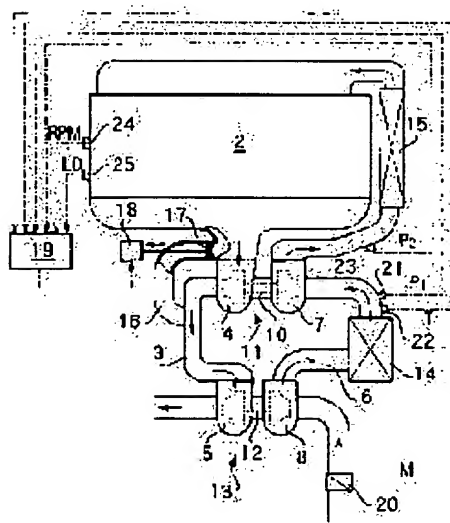
SETO YUSHI

(54) TWO-STAGE SUPERCHARGING SYSTEM

(57)Abstract:

PROBLEM TO BE SOLVED: To accurately grasp the pressure ratio of a high-pressure stage compressor and accurately control the pressure ratio of the high-pressure stage compressor.

SOLUTION: This two-stage supercharging system is provided with the high-pressure stage compressor 7 and a low-pressure stage compressor 8 arranged in series on an intake path 6, a bypass passage 16 bypassing a high-pressure stage turbine 4 to an exhaust path 3, and a controller 19 controlling the opening of an exhaust bypass valve 17. The controller 19 is provided with a means for setting the basic opening of the exhaust bypass valve 17 based on an engine speed RPM, a means for setting the target pressure ratio PRTARGET of the high-pressure stage compressor 7, a means for detecting the actual measured pressure ratio PR based on the pressures P1 and P2 on the upstream side and the downstream side



of the high-pressure stage compressor 7, and a means for comparing the measured pressure ratio PR with the target pressure ratio PRTARGET and controlling the basic opening of the exhaust bypass valve 17 so that they coincide with each other.

* NOTICES *

JPO and INPIT are not responsible for any damages caused by the use of this translation.

- 1.This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
- 2.**** shows the word which can not be translated.
- 3.In the drawings, any words are not translated.

CLAIMS

[Claim(s)]

[Claim 1]A high-pressure-stage turbine and a low pressure stage turbine which have been arranged in series at an exhaust route of a diesel power plant.

A high-pressure-stage compressor and a low pressure stage compressor which it is arranged in series at a suction path of the above-mentioned engine, and are driven in each above-mentioned turbine, respectively. A bypass channel connected so that the above-mentioned high-pressure-stage turbine might be bypassed to the above-mentioned exhaust route.

An exhaust air bypass valve provided in this bypass channel.

A control section which controls an opening of this exhaust air bypass valve.

Are the above the two-step supercharging system which it had, and the above-mentioned control section, A basic opening setting-out means to set up a basic opening of an exhaust air bypass valve based on an engine speed value at least, A target pressure ratio setting-out means to set up a target pressure ratio of a high-pressure-stage compressor based on engine operational status, It is characterized by being what has a compensation means which amends a basic opening of an exhaust air bypass valve so that a measuring pressure power ratio detection means to detect an actual measuring pressure power ratio based on a pressure of the upper stream of a high-pressure-stage compressor and the lower stream may be compared with a measuring pressure power ratio and a target pressure ratio and they may be in agreement.

[Claim 2]The two-step supercharging system according to claim 1 which is what sets up a basic opening of an exhaust air bypass valve so that the above-mentioned basic opening setting-out means may make a high-pressure-stage compressor operate along a desired operation line based on engine number of rotations and loaded condition.

[Claim 3]The two-step supercharging system according to claim 1 to 2 whose above-mentioned target pressure ratio setting-out means is what sets up a target pressure ratio of a high-pressure-stage compressor based on engine number of rotations and loaded condition.

[Claim 4]A measurement corrected mass flow detection means by which the above-mentioned control section detects an actual measurement corrected mass flow of a high-pressure-stage compressor, The two-step supercharging system according to claim 1 to 3 further provided with a target corrected mass flow setting-out means to set up a target corrected mass flow of a high-pressure-stage compressor based on an engine operation condition, and an anomaly judging means judged that a time of a measurement corrected mass flow not being in agreement with a target corrected mass flow is unusual.

[Claim 5]The two-step supercharging system comprising according to claim 4:

An intake air flow sensor with which the above-mentioned measurement corrected mass flow detection means was formed in a suction path.

A pressure sensor and a temperature sensor which were formed in the upstream of a high-pressure-stage compressor, respectively.

A calculating means which computes a measurement corrected mass flow based on a detection value of these each sensor.

[Claim 6]An operational status decision means the above-mentioned control section judges operational status of a high-pressure-stage compressor to be based on a measuring pressure power ratio and a measurement corrected mass flow of a high-pressure-stage compressor, The two-step supercharging system according to claim 1 to 5 further provided with emergency measures which open the above-mentioned exhaust air bypass valve when it is judged that a high-pressure-stage compressor is operated in a surge field or an OBAREBU field.

DETAILED DESCRIPTION

[Detailed Description of the Invention]

[0001]

[Field of the Invention]This invention relates to a two-step supercharging system.

[0002]

[Description of the Prior Art]The high-pressure-stage turbine and low pressure stage turbine which have been arranged in series as a two-step supercharging system at the exhaust route of a diesel power plant, The thing provided with the high-pressure-stage compressor and low pressure stage compressor which it is arranged in series at the suction path of a diesel power plant, and are driven in each turbine, respectively is known. In this two-step supercharging system, although final charge pressure is determined by two compressors, it becomes important to grasp the work load of a high-pressure-stage compressor correctly, and to control it especially.

[0003]Then, a bypass channel is connected so that a high-pressure-stage turbine may be bypassed to an exhaust route, and the device which controls the work load of a high-pressure-stage compressor by adjusting the opening of the exhaust air bypass valve provided in the bypass channel is developed (JP,59-1833,U etc.). However, this device detects final charge pressure power with the pressure sensor formed in the downstream of the high-pressure-stage compressor.

The work load (pressure ratio) of only a high-pressure-stage compressor cannot be grasped correctly.

[0004]Namely, the final charge pressure power obtained from the pressure sensor formed in the downstream of the high-pressure-stage compressor, Since not only the work load of a high-pressure-stage compressor but the influence of the work load of a low pressure stage compressor is received, based on such final charge pressure power, the work load (pressure ratio) of only a high-pressure-stage compressor cannot be grasped correctly. That is, the work load (pressure ratio) of a high-pressure-stage compressor is correctly grasped to the above-mentioned device, and the technical thought of controlling correctly the work load (pressure ratio) of a high-pressure-stage compressor does not exist in it.

[0005]One turbocharger is interposed in the pumping course of a diesel power plant as a usual one-step supercharging system, In the system which connected the bypass channel so that a turbine might be bypassed to an exhaust route, and provided the exhaust air bypass valve in the bypass channel, The pressure of the upper stream of a compressor and the lower stream is detected, respectively, the manifold-air-pressure ratio of a compressor is computed from those detection values, and what is controlled to open a bypass valve when the manifold-air-pressure ratio breaks the surge line of a compressor is developed (JP,61-95938,U etc.).

[0006]However, this system originates in the exhaust gas pressure of a turbine becoming low relatively, and the number of rotations of a turbine increasing, when vehicles run class of 4000-m super-high ground, and aims at avoiding beforehand that the operation line of a compressor approaches a surge line.

The work load of the high-pressure-stage compressor of a two-step supercharging system is grasped correctly, and is not controlled.

That is, after the above-mentioned system realizes high voltage supercharge by two-step supercharge, it is unrelated to the art of controlling correctly to grasp the work load of a high-pressure-stage compressor correctly, and to become the efficiency maximum, and avoiding aggravation of fuel consumption.

[0007]

[Problem(s) to be Solved by the Invention]Above, in short, in a two-step supercharging system, the work load (pressure ratio) of a high-pressure-stage compressor is grasped correctly, and what controls a two-step supercharging system correctly is not developed conventionally.

[0008]

[Means for Solving the Problem]A high-pressure-stage turbine and a low pressure stage turbine which have been arranged in series at an exhaust route of a diesel power plant which is characterized by that a thing comprises the following that an aforementioned problem should be solved, A high-pressure-stage compressor and a low pressure stage compressor which it is arranged in series at a suction path of the above-mentioned engine, and are driven in each above-mentioned turbine, respectively, The two-step supercharging system provided with a bypass channel connected so that the above-mentioned high-pressure-stage turbine might be bypassed to the above-mentioned exhaust route, an exhaust air bypass valve provided in this bypass channel, and a control section which controls an opening of this exhaust air bypass valve.

A basic opening setting-out means by which the above-mentioned control section sets up a basic opening of an exhaust air bypass valve based on an engine speed value at least.

A target pressure ratio setting-out means to set up a target pressure ratio of a high-pressure-stage compressor based on engine operational status.

A measuring pressure power ratio detection means to detect an actual measuring pressure power ratio based on a pressure of the upper stream of a high-pressure-stage compressor, and the lower stream.

A compensation means which amends a basic opening of an exhaust air bypass valve so that a measuring pressure power ratio may be compared with a target pressure ratio and they may be in agreement.

[0009]Based on engine number of rotations and loaded condition, the above-mentioned basic opening setting-out means may set up a basic opening of an exhaust air bypass valve so that it may make a high-pressure-stage compressor operate along a desired operation line.

[0010]The above-mentioned target pressure ratio setting-out means may set up a target pressure ratio of a high-pressure-stage compressor based on engine number of rotations and loaded condition.

[0011]A measurement corrected mass flow detection means by which the above-mentioned control section detects an actual measurement corrected mass flow of a high-pressure-stage compressor, It may have further a target corrected mass flow setting-out means to set up a target corrected mass flow of a high-pressure-stage compressor based on an engine operation condition, and an anomaly judging means judged that a time of a measurement corrected mass flow not being in agreement with a target corrected mass flow is unusual.

[0012]The above-mentioned measurement corrected mass flow detection means may be provided with an intake air flow sensor formed in a suction path, a pressure sensor formed in the upstream of a high-pressure-stage compressor, respectively and a temperature sensor, and a calculating means which computes a measurement corrected mass flow based on a detection value of these each sensor.

[0013]An operational status decision means the above-mentioned control section judges operational status of a high-pressure-stage compressor to be based on a measuring pressure power ratio and a measurement corrected mass flow of a high-pressure-stage compressor, When it is judged that a high-pressure-stage compressor is operated in a surge field or an OBAREBU field, it may have further emergency measures which open the above-mentioned exhaust air bypass valve.

[0014]

[Embodiment of the Invention]One embodiment of this invention is described based on an accompanying drawing.

[0015]Drawing 1 is a figure showing the outline of the two-step supercharging system 1 concerning this embodiment.

[0016]So that it may illustrate to the exhaust route 3 of the diesel power plant 2. The high-pressure-stage turbine 4 and the low pressure stage turbine 5 separate an interval to the flow direction of exhaust gas, and are interposed in it in series, and the high-pressure-stage compressor 7 and the low pressure stage compressor 8 separate an interval to the flow direction of suction air, and are interposed in the suction path 6 of the diesel power plant 2 in series in it. It is connected with the axis of rotation 10, and the high-pressure-stage turbo 11 is constituted, the low pressure stage compressor 8 and the low pressure stage turbine 5 are connected with the axis of rotation 12, and the high-pressure-stage compressor 7 and the high-pressure-stage turbine 4 constitute the low pressure stage turbo 13.

[0017]The intercooler 14 is interposed in the suction path 6 between the low pressure stage compressor 8 and the high-pressure-stage compressor 7, and the after-cooler 15 is interposed in the suction path 6 between the high-pressure-stage compressor 7 and the engine 2. Although they cool the suction air which carried out temperature up by compression, it is not what of an invention is constitutionally not necessarily required, either may be sufficient as the intercooler 14 and the after-cooler 15, and even if there are no both sides again, they are not cared about.

[0018]The bypass channel 16 connected to the upstream and the downstream of the high-pressure-stage turbine 4 is established in the exhaust route 3 so that the high-pressure-stage turbine 4 may be bypassed. The exhaust air bypass valve 17 is interposed in the bypass channel 16. The opening is adjusted by the actuator 18 and the exhaust air bypass valve 17 adjusts the flow of the exhaust gas which flows through the

inside of the bypass channel 16 (0–100 %). The operation of the actuator 18 is controlled by the control section 19.

[0019]The intake air flow sensor 20 which detects the intake air flow M is formed in the suction path 6 of the upstream of the low pressure stage compressor 8. The 1st pressure sensor 21 that detects the manifold air pressure P1 of the high-pressure-stage compressor 7, and the temperature sensor 22 which detects the intake-air temperature T1 are formed in the suction path 6 between the intercooler 14 and the high-pressure-stage compressor 7. The 2nd pressure sensor 23 that detects the discharge pressure P2 of the high-pressure-stage compressor 7 is formed in the suction path 6 between the high-pressure-stage compressor 7 and the after-cooler 15.

[0020]The load sensor 25 which detects the rotation sensor 24 and load LD which detect number-of-rotations RPM of the engine 2 is formed in the engine 2. These intake air flow sensors 20, the 1st pressure sensor 21, the 2nd pressure sensor 23, the temperature sensor 22, the rotation sensor 24, and the load sensor 25 are connected to the control section 19, and the output of each sensors 20–25 is sent to the control section 19. The control section 19 controls the actuator 18 according to the output value sent from each sensors 20–25, and controls the opening of the exhaust air bypass valve 17 like the after-mentioned.

[0021]The flows of control of this control section 19 are explained using drawing 2 thru/or drawing 6.

[0022]After a start, the rotation sensor 24 detects present engine speed value RPM at Step 1, and the load sensor 25 detects the present engine load LD. Detected present engine speed value RPM and the present load LD are sent to the control section 19.

[0023]Next, at Step 2, present engine speed value RPM detected at Step 1 and load LD are inputted into the bypass valve opening map M1 shown in drawing 4 written in in the control section 19, and the basic opening of the bypass valve 17 is determined. That is, the control section 19 is provided with a basic opening setting-out means to set up the basic opening of the exhaust air bypass valve 17 based on engine speed value RPM at least.

[0024]A basic opening setting-out means consists of the bypass valve opening map M1 which sets up the basic opening of the exhaust air bypass valve 17 based on the state of number-of-rotations RPM of the engine 2, and load LD. On this bypass valve opening map M1, the passage exhaust gas volume of the high-pressure-stage turbine 4 is controlled by controlling the basic opening of the exhaust air bypass valve 17. The high-pressure-stage compressor 7 can be made to operate along the operation line (for example, operation line set as the efficient region where fuel consumption becomes good) of the request in which it was beforehand provided according to the operational status (number-of-rotations RPM, load LD) of the engine 2.

[0025]According to this embodiment, if the basic opening of the bypass valve 17 will become large if number-of-rotations RPM becomes high and load LD becomes large as shown in the bypass valve opening map M1 of drawing 4, number-of-rotations RPM becomes low and load LD becomes small, the basic characteristic is set up become small. He avoids the superfluous supercharge at the time of a high-rotational heavy load, and is trying to secure the charge pressure at the time of low rotation low loading by this.

[0026]Next, present engine speed value RPM and load LD which were detected at Step 1 by Step 3, It is

inputted into the target pressure ratio and the target corrected mass flow map M2 shown in drawing 5 written in the control section 19, and target pressure ratio PR_{TARGET} of the high-pressure-stage compressor 7 and target corrected mass flow Mc_{TARGET} are determined. That is, the control section 19 is provided with the following.

A target pressure ratio setting-out means to set up target pressure ratio PR_{TARGET} of the high-pressure-stage compressor 7 based on the operational status (engine speed value RPM, load LD) of the engine 2.

A target corrected mass flow setting-out means to set up target corrected mass flow Mc_{TARGET} of the high-pressure-stage compressor 7.

[0027] A target pressure ratio setting-out means and a target corrected mass flow setting-out means consist of a target pressure ratio and the target corrected mass flow map M2. Target pressure ratio PR_{TARGET} and target corrected mass flow Mc_{TARGET} which were written in this map M2, According to change of the operational status (number-of-rotations RPM, load LD) of the engine 2, it is set as the value made to trace along the operation line (for example, operation line set as the efficient region where fuel consumption becomes good) of the request which was able to define the high-pressure-stage compressor 7 beforehand.

[0028] As shown in drawing 5, in this embodiment a target pressure ratio and the target corrected mass flow map M2, If about 1000 RPM enlarges target pressure ratio PR_{TARGET} with the rise of engine speed value RPM and it is set to about 1000 or more RPM, the basic characteristic is set up lower target pressure ratio PR_{TARGET} . Thereby, the superfluous supercharge at the time of a high rotational is avoided, securing the charge pressure in a low/medium-speed-rotation region.

[0029] Next, at Step 4, with the 1st and 2nd pressure sensors 21 and 23, the pressure P1 of the upstream of the high-pressure-stage compressor 7 and the pressure P2 of the downstream are detected, and present measuring pressure power ratio $PR=P2/P1$ is calculated at the control section 19. That is, the control section 19 has the pressure P1 of the upper stream of the high-pressure-stage compressor 7, and the lower stream, and a measuring pressure power ratio detection means to detect the actual measuring pressure power ratio PR based on P2. A measuring pressure power ratio detection means has the 1st and 2nd pressure sensors 21 and 23.

[0030] Next, the measuring pressure power ratio PR and target pressure ratio PR_{TARGET} are compared by Step 5 within the control section 19. And if the control section 19 is measuring pressure power ratio $PR > PR_{TARGET}$, it sends the instructions which enlarge the opening of the exhaust air bypass valve 17 to the actuator 18 at Step 6, If it is measuring pressure power ratio $PR < PR_{TARGET}$, the instructions which make small the opening of the exhaust air bypass valve 17 are sent to the actuator 18 at Step 7. After passing Step 6 or Step 7, it returns to Step 4 again.

[0031] And the pressure P1 and P2 are again detected at Step 4, measuring pressure power ratio $PR=P2/P1$ is calculated, and Step 5 compares the measuring pressure power ratio PR and target pressure ratio PR_{TARGET} . This circulation is performed until the measuring pressure power ratio PR is in agreement with target pressure ratio PR_{TARGET} at Step 5. The basic opening of the exhaust air bypass valve 17 determined at Step 2 is amended by this feedback control so that the measuring pressure power ratio PR and target pressure ratio PR_{TARGET} may be in agreement. That is, the control section 19 has a compensation means which amends the basic opening of the exhaust air bypass valve 17 so that the measuring pressure power

ratio PR may be compared with target pressure ratio PR_{TARGET} and they may be in agreement.

[0032]A compensation means comprises Steps 4-7. The pressure ratio (measuring pressure power ratio PR) of the high-pressure-stage compressor 7 is made the pressure ratio (target pressure ratio PR_{TARGET}) which matched the operational status (number-of-rotations RPM, load LD) of the engine 2 at that time by the opening control of the exhaust air bypass valve 17 by this compensation means. By this, the high-pressure-stage compressor 7 will be operated along the operation line (for example, operation line set as the efficient region where fuel consumption becomes good) of the request beforehand defined according to the operational status (number-of-rotations RPM, load LD) of the engine 2.

[0033]Next, if it becomes measuring pressure power ratio $PR = target\ pressure\ ratio\ PR_{TARGET}$ at Step 5, it will go to Step 8. In Step 8, the intake air flow M is detected by the intake air flow sensor 20, and the air temperature T1 is detected by the temperature sensor 22. And the present measurement corrected mass flow Mc is computed by $Mc = (M \times (T1/Tr)^{0.5}) / (P1/Pr)$ by the control section 19.

[0034]Here, Tr is the base temperature for amendment, $20 \times (293K)$ is used, Pr is the reference pressure for amendment and atmospheric pressure (1.013 BAR) is used. That is, the control section 19 has a measurement corrected mass flow setting-out means (Step 8) to detect the actual measurement corrected mass flow Mc of the high-pressure-stage compressor 7. A measurement corrected mass flow setting-out means has the intake air flow sensor 20, the 1st pressure sensor 21, and the temperature sensor 22. And it goes to Step 9.

[0035]The measurement corrected mass flow Mc computed at Step 8 and target corrected mass flow Mc_{TARGET} calculated from the map M2 at Step 3 are compared within the control section 19 by Step 9. And if it is measurement corrected mass flow $Mc = target\ corrected\ mass\ flow\ Mc_{TARGET}$, it returns to a start toward Step 10, and if it is not measurement corrected mass flow $Mc = target\ corrected\ mass\ flow\ Mc_{TARGET}$, alarm lamps (warning buzzer etc.) will be operated toward Step 11.

[0036]Namely, when the measuring pressure power ratio PR is in agreement with target pressure ratio PR_{TARGET} at Step 5, If the check of whether the measurement corrected mass flow Mc is in agreement with target corrected mass flow Mc_{TARGET} at Step 9 is made and the measurement corrected mass flow Mc is not in agreement with target corrected mass flow Mc_{TARGET} . Since it is thought that they are a certain abnormalities, alarm lamps (warning buzzer etc.) are operated at Step 11. That is, it has an anomaly judging means (Steps 9 and 11) judged that the time of the measurement corrected mass flow Mc not being in agreement with target corrected mass flow Mc_{TARGET} of the control section 19 is unusual.

[0037]As a cause by which the measurement corrected mass flow Mc does not reach target corrected mass flow Mc_{TARGET} even if the measuring pressure power ratio PR has reached target pressure ratio PR_{TARGET} , For example, the case where abnormalities arise to the low pressure stage compressor 8, and it is not operating properly to it, and the case where breakage (outgassing) of plugging or a pipe has arisen in the suction path 6 are assumed. Here, if feedback control is performed with the pressure ratio PR as shown in Steps 4-7 of this embodiment, even if there are the above abnormalities, the pressure ratio PR can consider the case where it becomes normal values, and unusual judgment may become impossible [the pressure ratio] by the opening control of the exhaust air bypass valve 17. Therefore, it is very useful to make an unusual judgment with the corrected mass flow Mc.

[0038]Although the basic opening of the exhaust air bypass valve 17 may be amended based on the

comparison result of the computed measurement corrected mass flow M_c and target corrected mass flow M_{c_TARGET} calculated from the map M2, Priority is given to the comparison result of the measuring pressure power ratio PR computed as shown in Step 5, and target pressure ratio PR_{TARGET} calculated from the map M2 in this embodiment. Namely, although Step 5 and Step 9 may be replaced, priority is given to the pressure ratio PR over the corrected mass flow M_c in this embodiment.

[0039]Because, calculation of the ** corrected mass flow M_c receives, although it is complicated, there are also many sensors and calculation is necessity (the intake air flow sensor 20, the 1st pressure sensor 21, the temperature sensor 22), as shown in Step 8, As shown in Step 4, calculation of the pressure ratio PR is easy to calculate, and there are also few sensors, and it is from ending (the 1st and 2nd pressure sensors 21 and 23). In the ** corrected mass flow M_c , it is because it is difficult to specify the working point of the high-pressure-stage compressor 7, and the working point of the high-pressure-stage compressor 7 can be specified and the direction of the control can also be clearly defined with the pressure ratio PR to the direction of the control not being decided simply, either. To pressure ratio $PR=P2/P1$ of this difference being the pressure ratio of the high-pressure-stage compressor 7 itself, the corrected mass flow M_c is produced in order to receive strongly the influence of an operation of the low pressure stage compressor 8.

[0040]The next of Step 11 goes to Step 12. In Step 12, the measurement corrected mass flow M_c and the measuring pressure power ratio PR are inputted into the operating-space restriction map M3 shown in drawing 6 written in the control section 19, The operational status of the present high-pressure-stage compressor 7 is read, and it is judged whether it is in which field of a serge field, a proper field, or an OBAREBU field at Step 13. And if it is a fitness field, it will return to a start at Step 14, and if it is a serge field or an OBAREBU field, the opening of the exhaust air bypass valve 17 will be made full admission at Step 15, and it will return to a start at Step 16.

[0041]. If the flow M_c has not reached desired value M_{c_TARGET} at Step 9 by this when the pressure ratio PR reaches desired value PR_{TARGET} at Step 5, think that they are a certain abnormalities as mentioned above, and operate alarm lamps (warning buzzer etc.). Then, when the abnormal condition is judged that the high-pressure-stage compressor 7 is a serge field or an OBAREBU field at Step 13, The exhaust air bypass valve 17 is made full admission, the high-pressure-stage compressor 7 currently operated in the serge field or the OBAREBU field is returned to a proper field, and the high-pressure-stage compressor 7 is protected.

[0042]That is, the control section 19 is provided with the following.

The operational status decision means which judges the operational status of the high-pressure-stage compressor 7 based on the measuring pressure power ratio PR and the measurement corrected mass flow M_c of the high-pressure-stage compressor 7.

The emergency measures which open the exhaust air bypass valve 17 when it is judged that the high-pressure-stage compressor 7 is operated in the serge field or the OBAREBU field.

An operational status decision means has the operating-space restriction map M3 shown in drawing 6, and emergency measures have Steps 13 and 15.

[0043]In [as explained above] the two-step supercharging system 1 this embodiment, Pressure ratio PR_{TARGET} made into the target of the high-pressure-stage compressor 7 from number-of-rotations RPM of the engine 2 and load LD is set up, and the exhaust air bypass valve 17 is always controlled to become this pressure ratio PR_{TARGET} . It becomes possible to be able to make the high-pressure-stage compressor 7

operate correctly along a desired operation line, for example, to make the high-pressure-stage compressor 8 by this, operate correctly along the good operation line of fuel consumption.

[0044]

[Effect of the Invention]According to this invention, the following effects can be demonstrated as explained above.

[0045](1) Since the pressure ratio of a high-pressure-stage compressor is grasped correctly and can be controlled, a high-pressure-stage compressor can be made to operate correctly along a desired operation line. Therefore, for example, it becomes possible to make a high-pressure-stage compressor operate along the good operation line of fuel consumption.

[0046](2) The abnormalities of a pumping system of a turbo and an engine can be diagnosed.

[Brief Description of the Drawings]

[Drawing 1]It is an explanatory view showing the outline of the two-step supercharging system concerning one embodiment of this invention.

[Drawing 2]It is a flow chart showing the flows of control of the above-mentioned two-step supercharging system.

[Drawing 3]It is a flow chart showing a continuation of the above-mentioned flows of control.

[Drawing 4]It is a bypass valve opening map used for the above-mentioned flows of control.

[Drawing 5]They are the target pressure ratio and target corrected mass flow map used for the above-mentioned flows of control.

[Drawing 6]It is an operating-space restriction map used for the above-mentioned flows of control.

[Description of Notations]

1 Two-step supercharging system

2 Diesel power plant

3 Exhaust route

4 High-pressure-stage turbine

5 Low pressure stage turbine

6 Suction path

7 High-pressure-stage compressor

8 Low pressure stage compressor

16 Bypass channel

17 Exhaust air bypass valve

19 Control section

PR Measuring pressure power ratio

PR_{TARGET} target pressure ratio

Mc Measurement corrected mass flow

Mc_{TARGET} target corrected mass flow

P1 Pressure

P2 Pressure

[Translation done.]

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号
特開2001-329849
(P2001-329849A)

(43) 公開日 平成13年11月30日 (2001. 11. 30)

(51) Int.Cl. ⁷	識別記号	F I	テームコード [*] (参考)
F 0 2 B	37/013	F 0 2 B 37/12	3 0 2 H 3 G 0 0 5
	37/18	39/16	F
	37/12		D
	39/16	37/00	3 0 1 B
		37/12	3 0 1 G
審査請求 未請求 請求項の数 6 O L (全 8 頁)			

(21) 出願番号 特願2000-155966 (P2000-155966)

(22) 出願日 平成12年5月23日 (2000. 5. 23)

(71) 出願人 000000170

いすゞ自動車株式会社
東京都品川区南大井6丁目26番1号

(72) 発明者 柳澤 直樹

神奈川県藤沢市土棚8番地 株式会社い
すゞ中央研究所内

(72) 発明者 栗原 浩一

神奈川県藤沢市土棚8番地 株式会社い
すゞ中央研究所内

(74) 代理人 100068021

弁理士 網谷 信雄

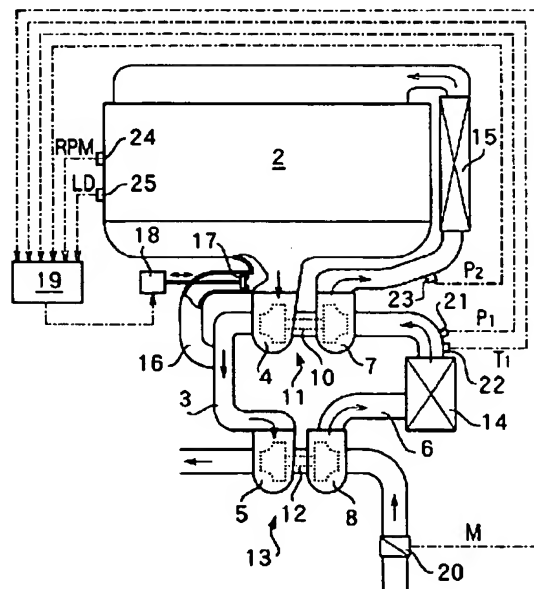
最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 2段過給システム

(57) 【要約】 (修正有)

【課題】 高圧段コンプレッサの圧力比を正確に把握し、高圧段コンプレッサの圧力比を正確に制御すること。

【解決手段】 吸気経路6に直列に配置される高圧段コンプレッサ7および低圧段コンプレッサ8と、排気経路3に高圧段タービン4をバイパスするバイパス通路16と、排気バイパス弁17の開度を制御する制御部19とを備え、制御部19は、エンジン回転数RPMに基づいて排気バイパス弁17の基本開度を設定する手段と、高圧段コンプレッサ7の目標圧力比 P_{R_TARGET} を設定する手段と、高圧段コンプレッサ7の上流および下流の圧力 P_1 、 P_2 に基づいて現実の測定圧力比 P_R を検出する手段と、測定圧力比 P_R と目標圧力比 P_{R_TARGET} とを比較してそれらが一致するように排気バイパス弁17の基本開度を補正する手段とを有する。



【特許請求の範囲】

【請求項 1】 ディーゼルエンジンの排気経路に直列に配置された高圧段タービンおよび低圧段タービンと、上記エンジンの吸気経路に直列に配置され上記各タービンによって夫々駆動される高圧段コンプレッサおよび低圧段コンプレッサと、上記排気経路に上記高圧段タービンをバイパスするように接続されたバイパス通路と、該バイパス通路に設けられた排気バイパス弁と、該排気バイパス弁の開度を制御する制御部とを備えた 2 段過給システムであって、上記制御部は、少なくともエンジン回転数に基づいて排気バイパス弁の基本開度を設定する基本開度設定手段と、エンジンの運転状態に基いて高圧段コンプレッサの目標圧力比を設定する目標圧力比設定手段と、高圧段コンプレッサの上流および下流の圧力に基いて現実の測定圧力比を検出する測定圧力比検出手段と、測定圧力比と目標圧力比とを比較してそれらが一致するように排気バイパス弁の基本開度を補正する補正手段とを有するものであることを特徴とする 2 段過給システム。

【請求項 2】 上記基本開度設定手段は、エンジンの回転数および負荷状態に基いて、高圧段コンプレッサを所望の作動線に沿って運転させるべく、排気バイパス弁の基本開度を設定するものである請求項 1 記載の 2 段過給システム。

【請求項 3】 上記目標圧力比設定手段は、エンジンの回転数および負荷状態に基いて、高圧段コンプレッサの目標圧力比を設定するものである請求項 1 乃至 2 記載の 2 段過給システム。

【請求項 4】 上記制御部は、高圧段コンプレッサの現実の測定修正流量を検出する測定修正流量検出手段と、エンジン運転状態に基いて高圧段コンプレッサの目標修正流量を設定する目標修正流量設定手段と、測定修正流量が目標修正流量と一致しないとき異常と判断する異常判断手段とを更に備えたものである請求項 1 乃至 3 記載の 2 段過給システム。

【請求項 5】 上記測定修正流量検出手段は、吸気経路に設けられたエアフローセンサと、高圧段コンプレッサの上流側に夫々設けられた圧力センサおよび温度センサと、これら各センサの検出値に基いて測定修正流量を算出する演算手段とを備えたものである請求項 4 記載の 2 段過給システム。

【請求項 6】 上記制御部は、高圧段コンプレッサの測定圧力比および測定修正流量に基いて高圧段コンプレッサの運転状態を判断する運転状態判断手段と、高圧段コンプレッサがサージ領域またはオーバーレブ領域で運転されていると判断されたとき上記排気バイパス弁を開放する非常手段とを更に備えたものである請求項 1 乃至 5 記載の 2 段過給システム。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】本発明は、2 段過給システムに関する。

【0002】

【従来の技術】2 段過給システムとして、ディーゼルエンジンの排気経路に直列に配置された高圧段タービンおよび低圧段タービンと、ディーゼルエンジンの吸気経路に直列に配置され各タービンによって夫々駆動される高圧段コンプレッサおよび低圧段コンプレッサとを備えたものが知られている。かかる 2 段過給システムにおいては、2 つのコンプレッサによって最終的な過給圧が決定されるわけであるが、特に、高圧段コンプレッサの仕事量を正確に把握し制御することが重要となる。

【0003】そこで、排気経路に高圧段タービンをバイパスするようにバイパス通路を接続し、バイパス通路に設けられた排気バイパス弁の開度を調節することで、高圧段コンプレッサの仕事量を制御する装置が開発されている（実開昭 59-1833 号公報等）。しかし、この装置は、高圧段コンプレッサの下流側に設けられた圧力センサによって最終的な過給圧を検出するものであり、高圧段コンプレッサのみの仕事量（圧力比）を正確に把握することはできない。

【0004】すなわち、高圧段コンプレッサの下流側に設けられた圧力センサから得られる最終的な過給圧力は、高圧段コンプレッサの仕事量のみならず低圧段コンプレッサの仕事量の影響をも受けるため、そのような最終的な過給圧力に基いて高圧段コンプレッサのみの仕事量（圧力比）を正確に把握することはできないのである。つまり、上記装置には、高圧段コンプレッサの仕事量（圧力比）を正確に把握し、高圧段コンプレッサの仕事量（圧力比）を正確に制御するという技術思想は存在しない。

【0005】また、通常の 1 段過給システムとして、ディーゼルエンジンの吸排気経路にターボチャージャを 1 個介設し、排気経路にタービンをバイパスするようにバイパス通路を接続し、バイパス通路に排気バイパス弁を設けたシステムにおいて、コンプレッサの上流および下流の圧力を夫々検出し、それらの検出値からコンプレッサの吸気圧力比を算出し、その吸気圧力比がコンプレッサのサージラインを割る場合にはバイパス弁を開くように制御するものが開発されている（実開昭 61-95938 号公報等）。

【0006】しかし、このシステムは、車両が 4000 m 級の超高地を走行するときに、タービンの排圧が相対的に低くなってタービンの回転数が高まることに起因して、コンプレッサの作動線がサージラインに近付くことを未然に回避することを目的とするものであり、2 段過給システムの高圧段コンプレッサの仕事量を正確に把握して制御するものではない。すなわち、上記システムは、2 段過給によって高圧過給を実現した上で、高圧段コンプレッサの仕事量を正確に把握して効率最大となる

ように正確に制御し、燃費の悪化を回避する技術とは無関係である。

【0007】

【発明が解決しようとする課題】以上要するに、従来、2段過給システムにおいて、高圧段コンプレッサの仕事量（圧力比）を正確に把握し、2段過給システムを正確に制御するものは開発されていない。

【0008】

【課題を解決するための手段】上記課題を解決すべく本発明は、ディーゼルエンジンの排気経路に直列に配置された高圧段タービンおよび低圧段タービンと、上記エンジンの吸気経路に直列に配置され上記各タービンによって夫々駆動される高圧段コンプレッサおよび低圧段コンプレッサと、上記排気経路に上記高圧段タービンをバイパスするように接続されたバイパス通路と、該バイパス通路に設けられた排気バイパス弁と、該排気バイパス弁の開度を制御する制御部とを備えた2段過給システムであって、上記制御部は、少なくともエンジン回転数に基づいて排気バイパス弁の基本開度を設定する基本開度設定手段と、エンジンの運転状態に基いて高圧段コンプレッサの目標圧力比を設定する目標圧力比設定手段と、高圧段コンプレッサの上流および下流の圧力に基いて現実の測定圧力比を検出する測定圧力比検出手段と、測定圧力比と目標圧力比とを比較してそれらが一致するように排気バイパス弁の基本開度を補正する補正手段とを有するものである。

【0009】また、上記基本開度設定手段は、エンジンの回転数および負荷状態に基いて、高圧段コンプレッサを所望の作動線に沿って運転させるべく、排気バイパス弁の基本開度を設定するものであってもよい。

【0010】また、上記目標圧力比設定手段は、エンジンの回転数および負荷状態に基いて、高圧段コンプレッサの目標圧力比を設定するものであってもよい。

【0011】また、上記制御部は、高圧段コンプレッサの現実の測定修正流量を検出する測定修正流量検出手段と、エンジン運転状態に基いて高圧段コンプレッサの目標修正流量を設定する目標修正流量設定手段と、測定修正流量が目標修正流量と一致しないとき異常と判断する異常判断手段とを更に備えたものであってもよい。

【0012】また、上記測定修正流量検出手段は、吸気経路に設けられたエアフローセンサと、高圧段コンプレッサの上流側に夫々設けられた圧力センサおよび温度センサと、これら各センサの検出値に基いて測定修正流量を算出する演算手段とを備えたものであってもよい。

【0013】また、上記制御部は、高圧段コンプレッサの測定圧力比および測定修正流量に基いて高圧段コンプレッサの運転状態を判断する運転状態判断手段と、高圧段コンプレッサがサージ領域またはオーバーレブ領域で運転されていると判断されたとき上記排気バイパス弁を開放する非常手段とを更に備えたものであってもよい。

【0014】

【発明の実施の形態】本発明の一実施形態を添付図面に基いて説明する。

【0015】図1は、本実施形態に係る2段過給システム1の概要を示す図である。

【0016】図示するように、ディーゼルエンジン2の排気経路3には、高圧段タービン4と低圧段タービン5とが排気ガスの流れ方向に間隔を隔てて直列に介設されており、ディーゼルエンジン2の吸気経路6には、高圧段コンプレッサ7と低圧段コンプレッサ8とが吸入空気の流れ方向に間隔を隔てて直列に介設されている。高圧段コンプレッサ7と高圧段タービン4とは回転軸10で連結されて高圧段ターボ11を構成し、低圧段コンプレッサ8と低圧段タービン5とは回転軸12で連結されて低圧段ターボ13を構成する。

【0017】低圧段コンプレッサ8と高圧段コンプレッサ7との間の吸気経路6には、インタークーラ14が介設されており、高圧段コンプレッサ7とエンジン2との間の吸気経路6には、アフタークーラ15が介設されている。インタークーラ14とアフタークーラ15とは、圧縮によって昇温した吸入空気を冷却するものであるが、発明の構成上必ずしも必要なものではなく、いずれか一方でもよくまた双方ともなくとも構わない。

【0018】排気経路3には、高圧段タービン4をバイパスするように、高圧段タービン4の上流側と下流側とに接続されたバイパス通路16が、設けられている。バイパス通路16には、排気バイパス弁17が介設されている。排気バイパス弁17は、アクチュエータ18によってその開度が調節され、バイパス通路16内を流れる排気ガスの流量を調節（0～100%）するものである。アクチュエータ18の作動は、制御部19によって制御される。

【0019】低圧段コンプレッサ8の上流側の吸気経路6には、吸入空気流量Mを検出するエアフローセンサ20が設けられている。また、インタークーラ14と高圧段コンプレッサ7との間の吸気経路6には、高圧段コンプレッサ7の吸気圧力P1を検出する第1圧力センサ21と、吸気温度T1を検出する温度センサ22とが設けられている。また、高圧段コンプレッサ7とアフタークーラ15との間の吸気経路6には、高圧段コンプレッサ7の吐出圧力P2を検出する第2圧力センサ23が設けられている。

【0020】また、エンジン2には、エンジン2の回転数RPMを検出する回転センサ24および負荷LDを検出する負荷センサ25が設けられている。これらエアフローセンサ20、第1圧力センサ21、第2圧力センサ23、温度センサ22、回転センサ24および負荷センサ25は、制御部19に接続されており、各センサ20～25の出力が制御部19に送られるようになっている。制御部19は、各センサ20～25から送られてきた出

力値に応じてアクチュエータ 18 を制御し、排気バイパス弁 17 の開度を後述のように制御する。

【0021】この制御部 19 の制御フローを図 2 乃至図 6 を用いて説明する。

【0022】スタート後、ステップ 1 にて、回転センサ 24 によって現在のエンジン回転数 RPM を検出すると共に、負荷センサ 25 によって現在のエンジン負荷 LD を検出する。検出された現在のエンジン回転数 RPM と現在の負荷 LD とは、制御部 19 に送られる。

【0023】次に、ステップ 2 にて、ステップ 1 で検出した現在のエンジン回転数 RPM と負荷 LD とが、制御部 19 内に書き込まれた図 4 に示すバイパス弁開度マップ M1 に入力され、バイパス弁 17 の基本開度が決定される。すなわち、制御部 19 は、少なくともエンジン回転数 RPM に基づいて排気バイパス弁 17 の基本開度を設定する基本開度設定手段を備えている。

【0024】基本開度設定手段は、エンジン 2 の回転数 RPM および負荷 LD の状態に基いて、排気バイパス弁 17 の基本開度を設定するバイパス弁開度マップ M1 からなる。このバイパス弁開度マップ M1 により、排気バイパス弁 17 の基本開度を制御することで高圧段タービン 4 の通過排気ガス量を制御し、高圧段コンプレッサ 7 をエンジン 2 の運転状態（回転数 RPM、負荷 LD）に合わせて予め定められた所望の作動線（例えば燃費が良好となる高効率域に設定された作動線）に沿って運転させることができる。

【0025】本実施形態では、バイパス弁 17 の基本開度は、図 4 のバイパス弁開度マップ M1 に示すように、回転数 RPM が高く負荷 LD が大きくなれば大きくなり、回転数 RPM が低く負荷 LD が小さくなれば小さくなるように、その基本特性が設定されている。これにより、高回転高負荷時の過剰過給を回避すると共に、低回転低負荷時の過給圧を確保するようにしている。

【0026】次に、ステップ 3 にて、ステップ 1 で検出した現在のエンジン回転数 RPM と負荷 LD とが、制御部 19 内に書き込まれた図 5 に示す目標圧力比・目標修正流量マップ M2 に入力され、高圧段コンプレッサ 7 の目標圧力比 $P_{R\text{TARGET}}$ と目標修正流量 $M_{C\text{TARGET}}$ とが決定される。すなわち、制御部 19 は、エンジン 2 の運転状態（エンジン回転数 RPM、負荷 LD）に基いて、高圧段コンプレッサ 7 の目標圧力比 $P_{R\text{TARGET}}$ を設定する目標圧力比設定手段と、高圧段コンプレッサ 7 の目標修正流量 $M_{C\text{TARGET}}$ を設定する目標修正流量設定手段とを備えている。

【0027】目標圧力比設定手段および目標修正流量設定手段は、目標圧力比・目標修正流量マップ M2 からなる。このマップ M2 に書き込まれた目標圧力比 $P_{R\text{TARGET}}$ および目標修正流量 $M_{C\text{TARGET}}$ は、エンジン 2 の運転状態（回転数 RPM、負荷 LD）の変化に応じて、高圧段コンプレッサ 7 を予め定められた所望の作動線（例え

ば燃費が良好となる高効率域に設定された作動線）に沿ってトレースさせる値に設定されている。

【0028】本実施形態では、図 5 に示すように、目標圧力比・目標修正流量マップ M2 は、1000RPM 程度まではエンジン回転数 RPM の上昇に伴って目標圧力比 $P_{R\text{TARGET}}$ を大きくし、1000RPM 程度以上となると目標圧力比 $P_{R\text{TARGET}}$ を下げるように、その基本特性が設定されている。これにより、低中速回転域での過給圧を確保しつつ高回転時の過剰過給を回避している。

【0029】次に、ステップ 4 にて、第 1 および第 2 圧力センサ 21、23 によって、高圧段コンプレッサ 7 の上流側の圧力 P_1 および下流側の圧力 P_2 を検出し、制御部 19 にて現在の測定圧力比 $P_R = P_2 / P_1$ を計算する。すなわち、制御部 19 は、高圧段コンプレッサ 7 の上流および下流の圧力 P_1 、 P_2 に基いて現実の測定圧力比 P_R を検出する測定圧力比検出手段を有する。測定圧力比検出手段は、第 1 および第 2 圧力センサ 21、23 を有する。

【0030】次に、ステップ 5 にて、測定圧力比 P_R と目標圧力比 $P_{R\text{TARGET}}$ とが制御部 19 内で比較される。そして、制御部 19 は、測定圧力比 $P_R > \text{目標圧力比 } P_{R\text{TARGET}}$ ならステップ 6 にて排気バイパス弁 17 の開度を大きくする指令をアクチュエータ 18 に送り、測定圧力比 $P_R < \text{目標圧力比 } P_{R\text{TARGET}}$ ならステップ 7 にて排気バイパス弁 17 の開度を小さくする指令をアクチュエータ 18 に送る。ステップ 6 またはステップ 7 を通過した後は、再びステップ 4 に戻る。

【0031】そして、ステップ 4 にて再び圧力 P_1 、 P_2 を検出し、測定圧力比 $P_R = P_2 / P_1$ を計算し、ステップ 5 にて測定圧力比 P_R と目標圧力比 $P_{R\text{TARGET}}$ とを比較する。この循環は、ステップ 5 にて測定圧力比 P_R が目標圧力比 $P_{R\text{TARGET}}$ と一致するまで行われる。このフィードバック制御により、ステップ 2 で決定された排気バイパス弁 17 の基本開度が、測定圧力比 P_R と目標圧力比 $P_{R\text{TARGET}}$ とが一致するように補正される。すなわち、制御部 19 は、測定圧力比 P_R と目標圧力比 $P_{R\text{TARGET}}$ とを比較してそれらが一致するように排気バイパス弁 17 の基本開度を補正する補正手段を有する。

【0032】補正手段は、ステップ 4～7 から構成される。この補正手段による排気バイパス弁 17 の開度制御によって、高圧段コンプレッサ 7 の圧力比（測定圧力比 P_R ）が、そのときのエンジン 2 の運転状態（回転数 RPM、負荷 LD）にマッチした圧力比（目標圧力比 $P_{R\text{TARGET}}$ ）とされる。これにより、高圧段コンプレッサ 7 は、エンジン 2 の運転状態（回転数 RPM、負荷 LD）に合わせて予め定められた所望の作動線（例えば燃費が良好となる高効率域に設定された作動線）に沿って運転されることになる。

【0033】次に、ステップ 5 にて測定圧力比 $P_R = \text{目標圧力比 } P_{R\text{TARGET}}$ となったなら、ステップ 8 に向か

う。ステップ8では、エアフローセンサ20によって吸入空気流量Mが検出され、温度センサ22によって空気温度T1が検出される。そして、制御部19にて、現在の測定修正流量M_cが、 $M_c = (M \times (T_1 / T_r)^{0.5}) / (P_1 / P_r)$ によって算出される。

【0034】ここで、T_rは、補正用の基準温度であり20℃（293K）が用いられ、P_rは、補正用の基準圧力であり大気圧（1.013 BAR）が用いられる。すなわち、制御部19は、高圧段コンプレッサ7の現実の測定修正流量M_cを検出する測定修正流量設定手段（ステップ8）を有する。測定修正流量設定手段は、エアフローセンサ20と第1圧力センサ21と温度センサ22とを有する。そして、ステップ9に向かう。

【0035】ステップ9では、ステップ8で算出した測定修正流量M_cとステップ3でマップM2から求めた目標修正流量M_{c TARGET}とが、制御部19内で比較される。そして、測定修正流量M_c＝目標修正流量M_{c TARGET}ならステップ10に向かいスタートに戻り、測定修正流量M_c＝目標修正流量M_{c TARGET}でなければステップ11に向かい警告灯（警告ブザー等）を作動させる。

【0036】すなわち、ステップ5で測定圧力比P_Rが目標圧力比P_{R TARGET}と一致したとき、ステップ9で測定修正流量M_cが目標修正流量M_{c TARGET}と一致しているか否かの確認がなされ、測定修正流量M_cが目標修正流量M_{c TARGET}と一致していなければ、何等かの異常であると考えられるので、ステップ11で警告灯（警告ブザー等）を作動させるのである。すなわち、制御部19は、測定修正流量M_cが目標修正流量M_{c TARGET}と一致しないとき異常と判断する異常判断手段（ステップ9、11）を有する。

【0037】測定圧力比P_Rが目標圧力比P_{R TARGET}に達していても測定修正流量M_cが目標修正流量M_{c TARGET}に達しない原因としては、例えば、低圧段コンプレッサ8に異常が生じて適正に作動していない場合や、吸気経路6に詰まりや管の破損（ガス抜け）が生じている場合が想定される。ここで、本実施形態のステップ4～7に示すように圧力比P_Rでフィードバック制御を行ってしまうと、上記のような異常があっても排気バイパス弁17の開度制御によって圧力比P_Rだけは正常値になってしまう場合が考えられ、異常判断ができなくなる可能性がある。よって、修正流量M_cによって異常判断することは極めて有用である。

【0038】なお、算出された測定修正流量M_cとマップM2から求めた目標修正流量M_{c TARGET}との比較結果に基いて排気バイパス弁17の基本開度の補正を行っても構わないが、本実施形態ではステップ5に示すように算出された測定圧力比P_RとマップM2から求めた目標圧力比P_{R TARGET}との比較結果を優先させている。すなわち、ステップ5とステップ9とを入れ替えても構わな

いが、本実施形態では圧力比P_Rを修正流量M_cに優先させている。

【0039】何故なら、①修正流量M_cの算出は、ステップ8に示すように計算が複雑であってセンサも多く必要（エアフローセンサ20、第1圧力センサ21、温度センサ22）であるのに対し、圧力比P_Rの算出は、ステップ4に示すように計算が簡単であってセンサも少なく済む（第1および第2圧力センサ21、23）からである。また、②修正流量M_cでは、高圧段コンプレッサ7の作動点を特定することが難しく、その制御の方向も簡単には決められないのに対し、圧力比P_Rでは、高圧段コンプレッサ7の作動点を特定でき、その制御の方向も明確に定めることができるからである。この差異は、圧力比P_R＝P₂／P₁が高圧段コンプレッサ7の圧力比そのものであるのに対し、修正流量M_cは低圧段コンプレッサ8の作動の影響を強く受けるために生じる。

【0040】ステップ11の次はステップ12に向かう。ステップ12では、測定修正流量M_cと測定圧力比P_Rとが、制御部19に書き込まれた図6に示す作動領域制限マップM3に入力され、現在の高圧段コンプレッサ7の運転状態を読み出し、ステップ13にて、サージ領域か適正領域かオーバレブ領域かのいずれの領域にあるか判断する。そして、適性領域であれば、ステップ14にてスタートに戻り、サージ領域またはオーバレブ領域であれば、ステップ15にて排気バイパス弁17の開度を全開にし、ステップ16にてスタートに戻る。

【0041】これにより、ステップ5で圧力比P_Rが目標値P_{R TARGET}に達したとき、ステップ9で流量M_cが目標値M_{c TARGET}に達していなければ、前述のように何等かの異常であると考えて警告灯（警告ブザー等）を作動させるが、その後、ステップ13でその異常状態が高圧段コンプレッサ7がサージ領域またはオーバレブ領域であると判断されるとき、排気バイパス弁17を全開にし、サージ領域またはオーバレブ領域で運転されている高圧段コンプレッサ7を適正領域に戻し、高圧段コンプレッサ7を保護するのである。

【0042】すなわち、制御部19は、高圧段コンプレッサ7の測定圧力比P_Rおよび測定修正流量M_cに基いて高圧段コンプレッサ7の運転状態を判断する運転状態判断手段と、高圧段コンプレッサ7がサージ領域またはオーバレブ領域で運転されていると判断されたとき排気バイパス弁17を開放する非常手段とを備えている。運転状態判断手段は図6に示す作動領域制限マップM3を有し、非常手段はステップ13および15を有する。

【0043】以上説明したように、本実施形態は、2段過給システム1において、エンジン2の回転数RPMと負荷LDとから高圧段コンプレッサ7の目標とする圧力比P_{R TARGET}を設定し、この圧力比P_{R TARGET}となるように排気バイパス弁17を常に制御するものである。これに

より、高圧段コンプレッサ7を所望の作動線に沿って正確に運転させることができ、例えば、高圧段コンプレッサ8を燃費の良好な作動線に沿って正確に運転させることが可能となる。

【0044】

【発明の効果】以上説明したように本発明によれば、次のような効果を発揮できる。

【0045】(1)高圧段コンプレッサの圧力比を正確に把握して制御できるので、高圧段コンプレッサを所望の作動線に沿って正確に運転させることができる。よって、例えば、高圧段コンプレッサを燃費の良好な作動線に沿って運転させることが可能となる。

【0046】(2)ターボおよびエンジンの吸排気系の異常を診断できる。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の一実施形態に係る2段過給システムの概要を示す説明図である。

【図2】上記2段過給システムの制御フローを示す流れ図である。

【図3】上記制御フローの続きを示す流れ図である。

【図4】上記制御フローに用いられるバイパス弁開度マップである。

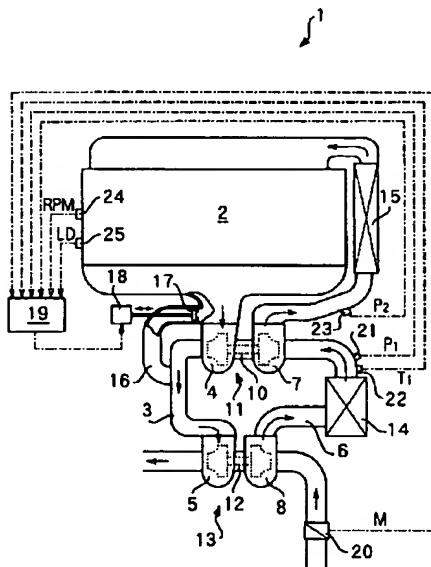
【図5】上記制御フローに用いられる目標圧力比・目標修正流量マップである。

【図6】上記制御フローに用いられる作動領域制限マップである。

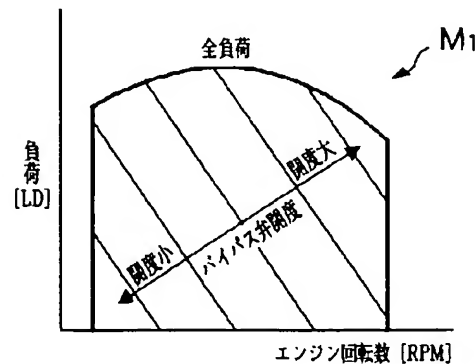
【符号の説明】

- 1 2段過給システム
- 2 ディーゼルエンジン
- 3 排気経路
- 4 高圧段タービン
- 5 低圧段タービン
- 6 吸気経路
- 7 高圧段コンプレッサ
- 8 低圧段コンプレッサ
- 16 バイパス通路
- 17 排気バイパス弁
- 19 制御部
- P R 測定圧力比
- P R TARGET 目標圧力比
- M C 測定修正流量
- M C TARGET 目標修正流量
- P 1 圧力
- P 2 圧力

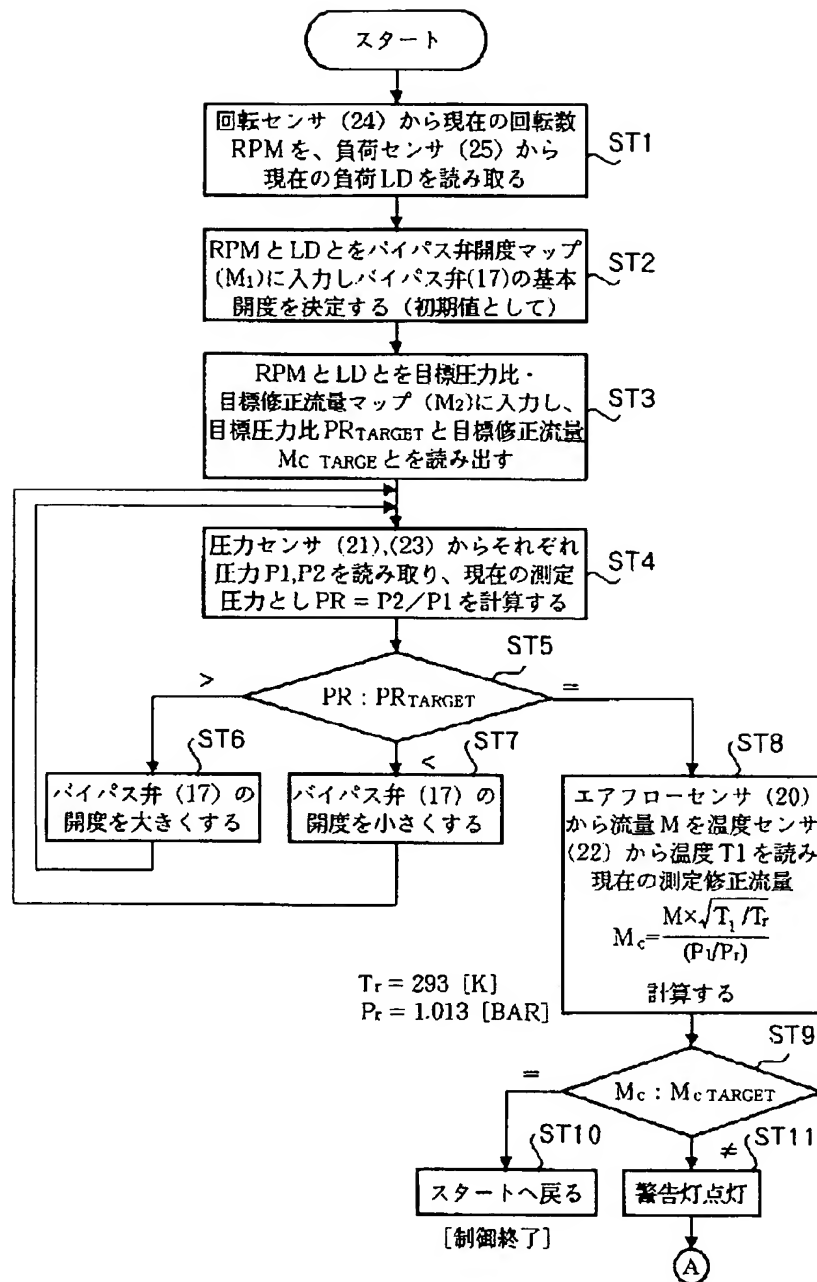
【図1】



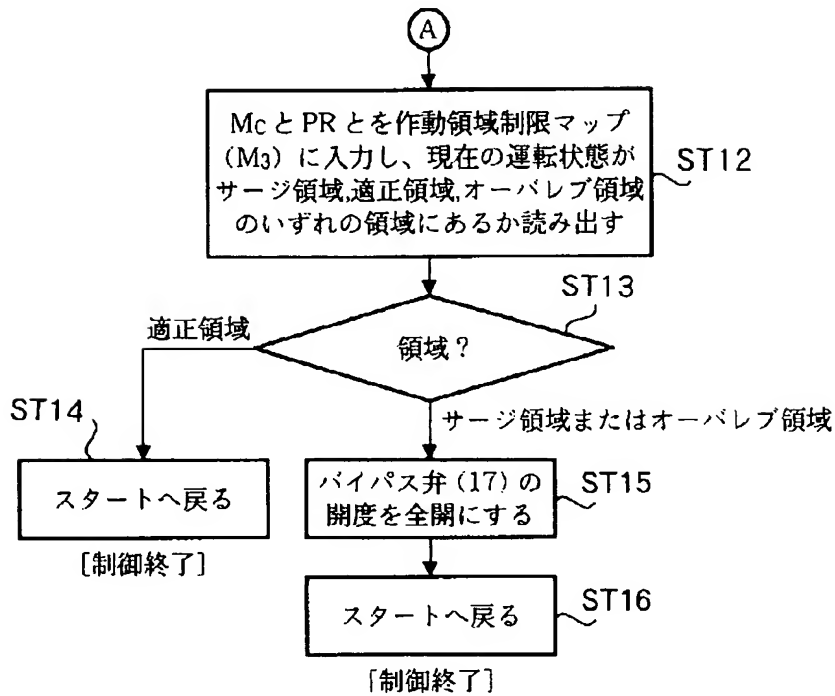
【図4】



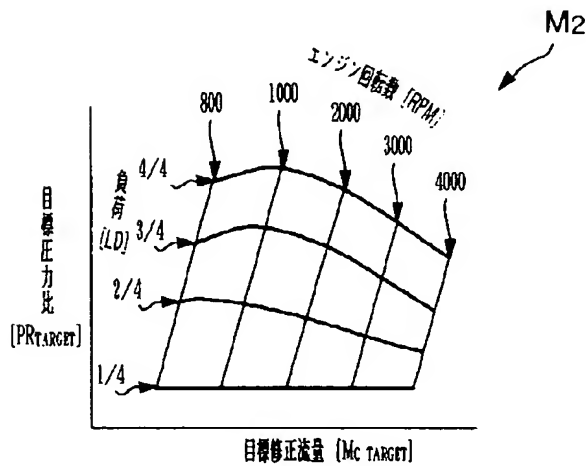
【図2】



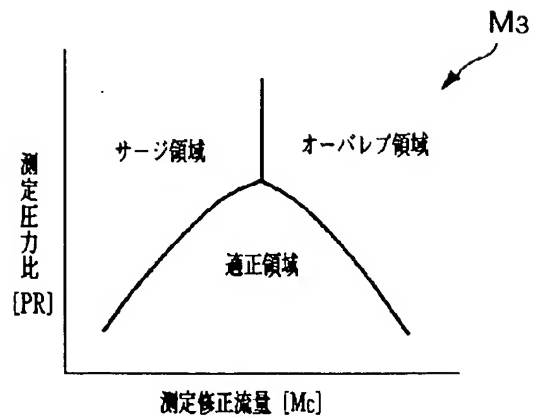
【図3】



【図5】



【図6】



フロントページの続き

(72)発明者 瀬戸 雄史
神奈川県藤沢市土棚 8 番地 株式会社い
すゞ中央研究所内

Fターム(参考) 3G005 DA02 EA04 EA14 EA16 EA23
FA23 FA37 FA57 GB27 GE01
GE08 GE09 JA02 JA13 JA24
JA39 JA45